

文章编号: 1673-5196(2006)03-0050-03

行星轮绝对瞬心位置与各构件运动之间的关系

刘洪芹, 郑海霞

(兰州理工大学 机电工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 为了直接判断行星齿轮传动机构中各构件之间的运动关系, 推导出了行星轮定瞬心圆半径与各构件角速度之间的关系式, 并绘出 $r-\omega$ 图, 从而直观地得到了当行星轮绝对瞬心位于不同位置时各构件之间的运动关系, 为行星齿轮传动机构的初始设计及定性分析提供了方便.

关键词: 行星轮; 定瞬心圆; 角速度

中图分类号: TH132.425 **文献标识码:** A

Relationship of absolute instantaneous center's position to components' motion

LIU Hong qin, ZHENG Hai xia

(College of Mechano-Electronic Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China)

Abstract: In order to directly judge the interrelation of the components' motion in a transmission mechanism with planetary gears, the relation of the radius of constant instantaneous center circle to the angular velocity of the components was derived and the $r-\omega$ diagram was also plotted. So that the relationship of the motion between the components was intuitively obtained when the absolute instantaneous center was located at different positions, offering great convenience for preliminary design and qualitative analysis of the transmission mechanism with planetary gears.

Key words: planetary gear; constant instantaneous center circle; angular velocity

行星齿轮传动机构在工程实际中应用广泛, 但行星齿轮传动机构中各构件之间的运动关系不能直接的判定^[1~4]. 目前只能通过机构倒置后借助于转化轮系得到各构件之间的运动关系^[5]:

$$i_{MN}^H = \frac{\omega_M^H}{\omega_N^H} = \frac{\omega_M - \omega_H}{\omega_N - \omega_H} = \pm \frac{\prod Z_k}{\prod Z_j}$$

式中: $\prod Z_k$ 是转化轮系中从 M 到 N 各从动轮齿数的乘积, $\prod Z_j$ 是转化轮系中从 M 到 N 各主动轮齿数的乘积, \pm 表示转化轮系中 M 轮与 N 轮的转向关系, 同向为“+”, 反向为“-”.

通过以上计算公式, 可以定量地得到周转轮系中各构件的运动数据, 但无法得到行星轮转动方向与中心轮的运动关系. 为此, 本文从研究最具有代表性的 2K-H 型差动轮系中行星轮的绝对瞬心位置出发, 定性分析了周转轮系中各个构件之间的运动关系.

1 行星轮定瞬心线形状的确定

在周转轮系的运动过程中, 行星轮在系杆 H 的牵引下自转, 同时还绕太阳轮的回转中心做周转运动. 如图 1 所示, 根据瞬心的定义与求法, 齿轮 2、3 的相对瞬心 p_{23} 在 A 点, 齿轮 1、2 的相对瞬心 p_{12} 在 B 点, 齿轮 2 与系杆 H 的相对瞬心 p_{2H} 在 o_2 点, 而 o_1

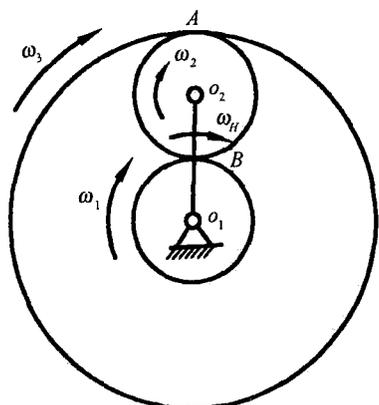


图 1 差动轮系

Fig. 1 Differential gearing system

收稿日期: 2005-06-13

(作者简介: 刘洪芹(1971-)女, 山东高唐人, 硕士, 讲师

则是机架 4、齿轮 1、3 及系杆 H 中任两构件的相对瞬心,即 p_{14} 、 p_{34} 、 p_{H4} 、 p_{13} 、 p_{1H} 、 p_{3H} 都在 o_1 点. 根据三心定理^[6], 只能判断行星轮 2 的绝对瞬心 p_{24} 应在 $o_1 o_2$ 两点所在直线上, 具体位置只由目前机构所在位置并不能确定. 由于图 1 所示轮系为自由度 $f=2$ 的差动轮系, 因此当原动件为两个时该机构具有确定的运动. 行星轮运动到其他位置时绝对瞬心至 o_1 距离不变, 行星轮绝对瞬心的轨迹应为以 o_1 为圆心的定瞬心圆^[7].

2 行星轮定瞬心圆半径的大小与各构件角速度的关系

2.1 建立关系式及绘制 $r-\omega$ 图

根据上述瞬心的分析及瞬心的性质可得以下关系式^[4,5]:

$$\begin{cases} v_A = \omega_2 \overline{P_{24}A} = \omega_3 r_3 \\ v_B = \omega_2 \overline{P_{24}B} = \omega_1 r_1 \\ v_{o_2} = \omega_2 \overline{P_{24}o_2} = \omega_H \overline{o_1 o_2} \end{cases}$$

式中: v_A 、 v_B 、 v_{o_2} 分别为 A 点、B 点、 o_2 点的速度, ω_2 、 ω_1 、 ω_3 、 ω_H 分别为行星轮 2、中心轮 1 和 3、系杆 H 的角速度, $\overline{P_{24}A}$ 、 $\overline{P_{24}B}$ 、 $\overline{P_{24}o_2}$ 、 $\overline{o_1 o_2}$ 分别为行星轮的绝对瞬心 p_{24} 到 A、B、 o_2 点及 o_1 、 o_2 两点的实际距离, r_1 、 r_2 、 r_3 分别为中心轮 1、行星轮 2、中心轮 3 的节圆半径.

为便于分析各构件与行星轮的运动关系, 根据图 1 中的几何关系, 将上述关系式转换为以下形式:

$$\omega_3 = (1 - r/r_3) \omega_2 \quad (1)$$

$$\omega_1 = (1 - r/r_1) \omega_2 \quad (2)$$

$$\omega_H = [1 - r/(r_1 + r_2)] \omega_2 \quad (3)$$

式中: r 为行星轮定瞬心圆的半径.

如果定义构件逆时针转动角速度为正, 顺时针为负, 那么可依据式(1~3)作出如图 2 所示的 $r-\omega$ 图.

2.2 分析 $r-\omega$ 图

根据行星轮定瞬心圆半径与各构件运动关系, 结合周转轮系实际运动情况, 对图 2 中各部分区域进行分析.

1) $r=0$ 时, 定瞬心圆成为点, 由图 1 可知, 瞬心 p_{24} 恰好位于 o_1 点, 啮合点 A、B 和点 o_2 都位于瞬心的同侧, 因此三点速度方向相同. 由 $r-\omega$ 图可知 ω_1 、 ω_2 、 ω_3 、 ω_H 重合于一点, 即此时中心轮 1、3、行星轮 2 和系杆 H 将以同样大小和同样方向的角速度转动.

2) $0 < r < r_1$ 时, 如图 3 所示, 啮合点 A、B 和点 o_2 仍位于定瞬心圆的外侧, 因此三点速度方向相

同, 正如 $r-\omega$ 图所示 ω_1 、 ω_2 、 ω_3 、 ω_H 同为负值 ($\omega_2 < 0$) 或同为正值 ($\omega_2 > 0$), 即四构件同向转动且其大小关系为 $\omega_1 < \omega_H < \omega_3 < \omega_2$.

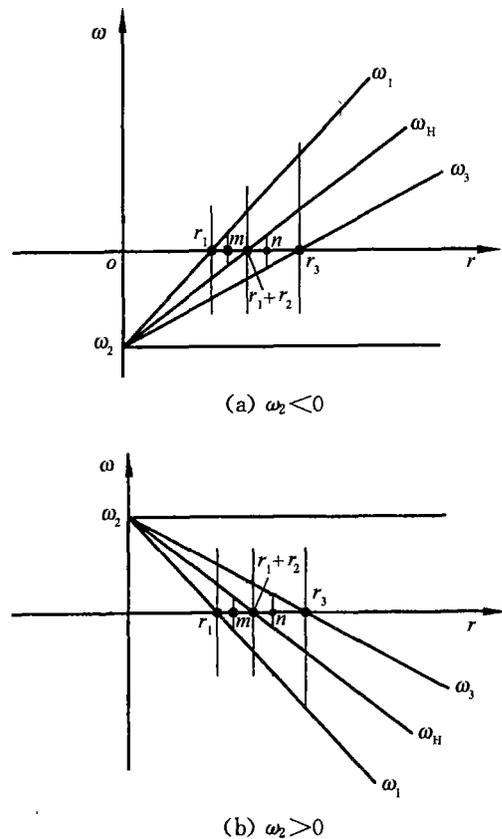


图 2 行星轮定瞬心圆半径与各构件的运动关系
Fig. 2 Relationship of radius of constant instantaneous center circle to components' motion

3) 当 $r=r_1$ 时, 瞬心 p_{24} 恰好位于啮合点 B 处, $v_B=0$, 此时行星轮 2 与齿轮 1 作纯滚动, 轮系转化为以最小中心轮 1 为机架、自由度 $f=1$ 的行星轮系, 而且 $r-\omega$ 图中 $r=r_1$ 时, $\omega_1=0$, $\omega_3=(1-r_1/r_3) \times \omega_2$, $\omega_H=[1-r_1/(r_1+r_2)] \omega_2$, 大小关系为 $\omega_2 > \omega_3 > \omega_H$.

4) $r_1 < r < r_1+r_2$ 时, 由图 4 可知, 啮合点 B 位于定瞬心圆的内侧, 而点 A 和 o_2 位于定瞬心圆的外侧, 内外两侧点的速度方向相反, 可得 ω_2 、 ω_3 、 ω_H 同向转动, ω_1 转动方向相反. 正如 $r-\omega$ 图, 当 $r_1 < r < r_1+r_2$ 时, ω_1 线和 ω_H 、 ω_3 、 ω_2 的图线分别位于横坐标轴的上下两侧, 且大小关系为 $\omega_3 < \omega_2$, $\omega_H < \omega_2$. 另外, 从图线变化情况还可以找到点 m, 使得该点处 ω_1 与 ω_H 大小相等, 方向相反, 由式(2,3) 易得 $m=2r r_3/(r_1+r_3)$.

5) 当 $r=r_1+r_2$ 时, 瞬心 p_{24} 恰好位于点 o_2 处, 从 $r-\omega$ 图可知 $\omega_H=0$, 此时轮系即为定轴轮系, 转向关系从图 2 中也很容易看出.

6) 当 $r_1+r_2 < r < r_3$ 时, 从 $r-\omega$ 图可知 ω_1 、 ω_H

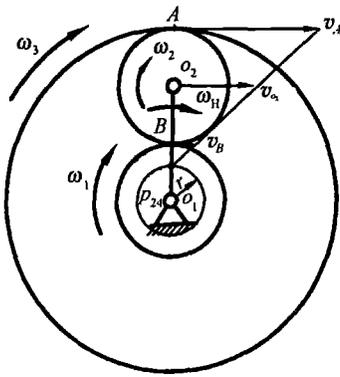


图 3 当 $0 < r < r_1$ 时的运动分析图

Fig. 3 Analytical diagram of motion when r is between zero and r_1

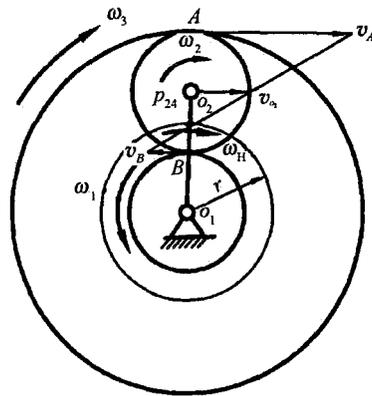


图 4 当 $r_1 < r < r_1 + r_2$ 时的运动分析图

Fig. 4 Analytical diagram of motion when r is between r_1 and $r_1 + r_2$

转向相同且与 ω_3 、 ω_2 转向相反, 正如图 5 所示, 且 $\omega_3 < \omega_2$, $\omega_H < \omega_1$, 从图线的变化情况还可以找到点 n , 使得该点对应的 $\omega_H = \omega_3$, 且转向相反. 由式(1, 3)易得 $n = 2r_3(r_1 + r_2) / (r_1 + r_2 + r_3)$, 代入式(1~3)即可

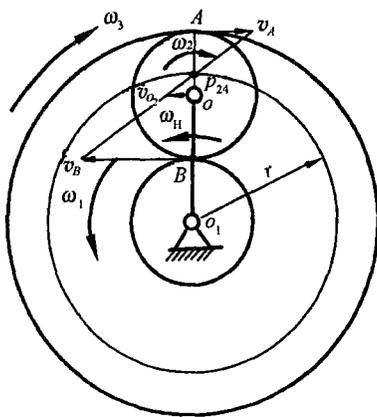


图 5 当 $r_1 + r_2 < r < r_3$ 时的运动分析图

Fig. 5 Analytical diagram of motion when r is between $r_1 + r_2$ and r_3

得到关于 ω_2 的各角速度值.

7) 当 $r = r_3$ 时, 瞬心 p_{24} 恰好位于啮合点 A 处, 由关系式(1~3)可得: $\omega_1 = (2r_2/r_1)\omega_2$, $\omega_H = \frac{r_2}{r_1 + r_2} \times \omega_2$, $v_A = 0$, $\omega_3 = 0$, 此时齿轮 2 与 3 作纯滚动, 轮系转化为以齿轮 3 为机架的行星轮系.

8) 当 $r > r_3$ 时, 由图 2 可清晰地看到 ω_1 、 ω_3 、 ω_H 同向转动, 与 ω_2 转向相反, 正如图 6 所示, 且 $\omega_H < \omega_3 < \omega_1$.

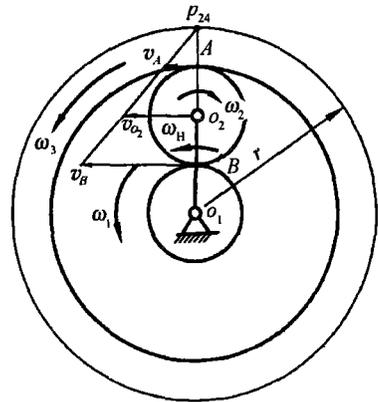


图 6 当 $r > r_3$ 时的运动分析图

Fig. 6 Analytical diagram of motion when r is bigger than r_3

3 结论

通过以上分析, 利用 $r-\omega$ 图可以直观地了解行星轮定瞬心圆半径处于不同值时各构件转动方向与角速度大小变化的情况, 另外该方法从另一角度解释了差动轮系、行星轮系和定轴轮系的内在联系, 为行星轮系传动机构的初始设计和定性分析提供了方便, 使设计者有的放矢, 减少了盲目性.

参考文献:

- [1] 张少名. 行星传动 [M]. 西安: 陕西科技出版社, 1988.
- [2] 渐开线齿轮行星传动的设计与制造编委会. 渐开线齿轮行星传动的设计与制造 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [3] 杜桂荣, 仇博先, 刘振全. 涡旋压缩机零齿差防自转机构分析 [J]. 甘肃工业大学学报, 2001, 27(3): 27-30.
- [4] 李纯德, 毓本友. 行星齿轮传动速度分析的瞬心-速度矢量法 [J]. 机械设计与制造, 2003(4): 15-18.
- [5] 梁志民, 强建国, 马 晓, 等. 机械设计基础教程 [M]. 兰州: 兰州大学出版社, 2004.
- [6] 孙 桓, 陈作模. 机械原理 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2001.
- [7] 乔治·N·桑多尔, 阿瑟·G·厄尔德曼. 高等机构设计——分析与综合 [M]. 庄细荣, 杨上培译. 北京: 高等教育出版社, 1993.